

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公告

⑫ 特許公報(B2)

平4-78803

⑬ Int. Cl.³
F 01 D 9/02

識別記号
1 0 1

庁内整理番号
9038-3G

⑭ 公告 平成4年(1992)12月14日

発明の数 1 (全9頁)

⑮ 発明の名称 タービンノズル

⑯ 特 願 昭62-263767

⑰ 公 開 平1-106903

⑱ 出 願 昭62(1987)10月21日

⑲ 平 1 (1989) 4 月 24 日

⑳ 発 明 者 川 岸 裕 之 神奈川県横浜市鶴見区末広町2の4 株式会社東芝京浜事業所内

㉑ 出 願 人 株 式 会 社 東 芝 神奈川県川崎市幸区堀川町72番地

㉒ 代 理 人 弁 理 士 則 近 憲 佑 外 1 名

㉓ 審 査 官 山 岸 利 治

㉔ 参 考 文 献 特 開 昭 57-38604 (JP, A) 特 開 昭 62-170707 (JP, A)
特 開 昭 54-45405 (JP, A) 特 開 昭 56-143303 (JP, A)
実 開 昭 57-68103 (JP, U) 特 公 昭 35-5151 (JP, B 1)
特 公 昭 59-25091 (JP, B 2)

1

㉕ 特許請求の範囲

1 ダイアフラム内輪とダイアフラム外輪との間に形成される環状流路の周方向に複数のノズル翼を列状に配設し、各ノズル翼をダイアフラム内輪側の接合端およびダイアフラム輪側の接合端において固定して構成したタービンノズルにおいて、ノズル翼の両接合端部における後縁線を直線状に形成し、かつ上記後縁線がタービンの回転中心を通る基準線に対してノズル翼の腹面方向に傾斜するように接合端を接合するとともに、ノズル翼の中間部における後縁線は腹面方向に彎曲するように形成してなり、ノズル翼の高さを h とし、ノズル翼の両接合端部における直線状にして傾斜させた上記後縁線のタービンの回転中心を通る基準線に対する傾斜角度を θ_r 、 θ_l とし、また上記ノズル翼の両接合端部における直線状にして傾斜させた上記後縁線の高さを h_r 、 h_l とするとき、

$$2.5^\circ \leq \theta_r \text{ および } \theta_l \leq 25^\circ$$

$$0.05 \leq \frac{h_r}{h} \text{ および } \frac{h_l}{h} \leq 0.35$$

の関係式を満たすように構成することを特徴とするタービンノズル。

2

発明の詳細な説明

〔発明の目的〕

〔産業上の利用分野〕

本発明は軸流タービンのタービンノズルに係り、特にタービンノズルの環状流路周壁面に生じる境界層の発達を抑制することによって二次流れの発生を防止し、さらに二次流れが攪拌して発生する二次渦による損失を低減し、タービン性能を向上し得るタービンノズルに関する。

10 (従来の技術)

近年、発電プラントの運転経済性を改善し、発電効率の改善を図るためにタービン性能の向上を図ることが重要な課題となつている。

タービン性能の向上を図るには各タービン段落の損失を低減する必要がある。タービン段落における内部損失には、翼形損失、漏洩損失、流出損失などがあるが、特にアスペクト比が小さくノズル翼高さが低いタービン段落においては二次流れによる二次損失の比率が支配的であり、その二次損失を低減することがタービン性能を向上する上で大きな課題となつている。

一般的な軸流タービンのノズル構成を第7図に示す。複数枚のノズル翼1が、ダイアフラム外輪

2とダイヤフラム内輪3との間に形成される環状流路4に固設される。また第4図に示すように上記ノズル翼1に対向して下流側に複数枚の動翼5が配設される。動翼5は、ロータディスク6の外周の周方向に所定間隔で列状に植設される。動翼5の外周端には動翼端を固定するため、および作動流体の漏洩を防止するためのシュラウド7が固着される。

次に上記の段落構成においてノズル翼1における二次流れの発明機構を第7図を参照して説明する。第7図は第4図に示すタービンノズルをノズル出口側から観察した傾斜図である。

各ノズル翼1は、ロータディスク6の回転中心を通る基準線Eに対して傾斜しておらず、ダイヤフラム内輪3の外周面に対して垂直に配設された例で示している。

高圧蒸気などの作動流体は、隣接するノズル翼1、1間の翼間流路を流れるときに、流路中で円弧状に曲げられて流れる。このときノズル翼1の背面Bから腹面F方向に遠心力を生じ、この遠心力と静圧とが平衡しているため、腹面Fにおける静圧が高くなり、一方背面Bにおいては作動流体の流速が大きいため静圧が低い。そのため、流路内では腹面F側から背面B側に圧力勾配を生じる。この圧力勾配はダイヤフラム外輪2とダイヤフラム内輪3の周壁面上に形成される流速のおそい層、すなわち境界層においても同様である。

ところが、境界層付近においては流速が小さく、作用する遠心力も小さいため、腹面F側から背面Bへの圧力勾配に抗しきれずに腹面F側から背面B側へ向かう流れ、すなわち二次流れ8が生じる。

そして上記二次流れ8はノズル翼1の背面B側に衝突して巻き上がり、ノズル翼1の内輪側および外輪側の両接合端において、それぞれ二次渦9a、9bを発生する。かくして作動流体が保有するエネルギーは、二次渦9を形成するためにその一部が散逸する。

このようにノズル流路内で発生する二次渦9a、9bは作動流体の不均一な流れを生じ、ノズル性能を著しく低下させるうえに、下流側の動翼5に流入する作動流体のエネルギー損失を招き、各タービン段落の性能を低下させている。

上記のノズル流路内で発生する二次渦9a、9

bに起因する二次損失を低減するために種々のタービンノズル構造が研究されている。

例えば環状流路の周壁面に発達する境界層の厚さを低減するタービンノズルの構成が特開昭53-90502号公報に開示されている。第8図aはその従来例を示すタービンノズルを示す断面図であり、ノズル翼1の上流側の境界層生成領域に境界層制御棒10を配置した例を示す。この境界層制御棒10によつて、周壁面上に発達する境界層の厚さを薄くして二次流れによる損失を低減することを企画したものである。

また第9図は特開昭52-54809号公報に開示されたタービンノズルの従来例を示す断面図であり、ノズル翼1の腹面F側の接合端に吸込孔11を設ける一方、背面B側の接合端に吹出孔12を設けて、吸込孔11から吹出孔12に抜ける連通路13を形成している。

環状流路の周壁面近傍を流れる作動流体を連通路13を経由して逃がすようにして、隣接したノズル翼1、1間において、腹面F側から背面B側に流れる二次流れを極力低減するようにしたものである。

さらに第10図は、実開昭52-148802号公報に開示されたタービンノズルであり、ダイヤフラム外輪2またはダイヤフラム内輪3の周壁面上で隣接されるノズル翼1、1間に邪魔板14を配設した従来例である。

発生が予想される作動流体の壁面境界層の厚さを越える高さを有する邪魔板14によつて、二次流れ8を抑止するものである。

(発明が解決しようとする問題点)

しかしながら第8図aに示す従来のタービンノズルにおいては、環状流路の周壁近傍に境界層制御棒10を配設したことにより、周壁面上に発達する二次流れはある程度抑止することが可能となる。しかし、第8図bに示すように、タービン作動流体の速度分布Gが乱れ、境界層制御棒10の2次側において、作動流体主流に大きな速度欠損をもたらし、タービン性能を抜本的に改善する手段にはなり得ていない。

また第9図に示すようにノズル翼1基部に連通路13を設けた従来のタービンノズルでは、隣設されたノズル翼1、1間の流路において、一方のノズル翼1の腹面F側から、他方のノズル翼1の

5

背面B側に生じる二次流れは大幅に低減することができる。しかし腹面F側から吸込んだ流れを背面Bに吹出すため、作動流体主流の流れを大きく擾乱するおそれがあり、損失が逆に増大する場合がある。

また、この従来例によると、連通孔13の構造が複雑であり、その加工精度を高く設定する必要があるため、加工製作費が高騰する問題点がある。

さらに第10図に示すようにノズル翼1、1間10に邪魔板14を配設した従来のタービンノズルにおいては、環状流路4の周壁面上に邪魔板14が設けられているため、周壁面近傍においてノズル翼間を横断する流れはある程度低減されるものの、ノズル翼1の腹面F側から邪魔板14に至る15二次流れ8または、邪魔板14から隣設されるノズル翼1の背面B側に至る二次流れ8は、解消されず残存するため、二次損失の大幅の低減には直結しない問題点があった。

本発明は上記の問題点を解決するためになされたものであり、簡素な構造を有し、タービンノズルの環状流路周壁面上に生じる境界層の発達を抑制し、二次流れに起因する二次渦の発生による損失の低減を可能とし、タービン性能を向上し得るタービンノズルを提供することを目的とする。25

〔発生の構成〕

（問題点を解決するための手段）

上記目的を達成するため本発明は、ダイヤフラム内輪とダイヤフラム外輪との間に形成される環状流路の周方向に複数のノズル翼を列状に配設し、各ノズル翼をダイヤフラム内輪側の接合端およびダイヤフラム外輪側の接合端において固定して構成したタービンノズルにおいて、ノズル翼の両接合端部における後縁線を直線状に形成し、かつ上記後縁線がタービンの回転中心を通る基準線に対してノズル翼の腹面方向に傾斜するように接合端を接合するとともに、ノズル翼の中間部における後縁線は腹面方向に彎曲するように形成してなり、ノズル翼の高さを h とし、ノズル翼の両接合端部における直線状にして傾斜させた上記後縁線のタービンの回転中心を通る基準線に対する傾斜角を θ_1 、 θ_2 とし、また上記ノズル翼の両接合端部における直線状にして傾斜させた上記後縁線の高さを l_1 、 l_2 とするとき、

6

$$2.5^\circ \leq \theta_1 \text{ および } \theta_2 \leq 25^\circ$$

$$0.05 \leq \frac{l_1}{h} \text{ および } \frac{l_2}{h} \leq 0.35$$

の関係式を満たすように構成することを特徴とする。5

（作用）

上記構成のタービンノズルによれば、ノズル翼の両接合端部における後縁線を直線状に形成し、かつ上記後縁線がタービンの回転中心を通る基準線に対して、ノズル翼の腹面方向に傾斜しているため、ダイヤフラム内輪の周壁面近傍に流入した作動流体はダイヤフラム内輪側の周壁面に押圧される一方、ダイヤフラム外輪の周壁面近傍に流入した作動流体はダイヤフラム外輪側の周壁面に押圧される。そのため両周壁面における境界層の発達が効果的に抑制され、さらに二次流れによつて各ノズル翼の背面側に発生する二次渦の成長が抑止される。15

また各ノズル翼の中間部における後縁線は腹面方向に彎曲するように形成しているため、両接合端部から翼長方向の中間部に平行に分布する作動流体の流れは、滑らかに変化し、大きな擾乱が生じることがない。そのため作動流体が動翼に流入した場合においても、動翼間における損失が少ない。25

上記のように本発明によれば各ノズル翼の両接合端部における二次損失が低減され、また動翼間における損失も少ないため、タービン効率を大幅に向上させることができる。

（実施例）

次に本発明の一実施例について、添付図面第1図～第6図を参照して説明する。第1図は本発明に係るタービンノズルの構造を示す傾斜図であり、ノズル出口側より観察した例を示す。また第2図は、ノズル翼1の形状を示すものでノズル出口側より見た図であり、第7図に示す従来例と同一要素には同一符号を付してその説明は省略する。35

本実施例に係るタービンノズルは、ダイヤフラム外輪2と、ダイヤフラム内輪3との間に形成される環状流路4に複数のノズル翼1aを周方向に所定間隔をおいて列状に配設して構成する。各ノズル翼1aのチップ側およびルート側の接合端はそれぞれダイヤフラム外輪2とダイヤフラム内輪

3 とに接合されている。

各ノズル翼 1 a は第 2 図に示すように、その両接合端部における後縁線 α_1, α_2 が直線状に形成され、かつ上記後縁線 α_1, α_2 がタービンの回転中心を通る基準線 E に対して、それぞれ角度 θ_r, θ_l だけノズル翼 1 a の腹面方向に傾斜するように接合端が接合されている。またノズル翼 1 a の中間部における後縁線 α_3 は傾斜部の両後縁線 α_1, α_2 に滑らかに接続し、腹面方向に彎曲するように形成される。

またノズル翼 1 a の傾斜した接合端部の高さ l_r, l_l はノズル翼 1 a の全高 h に対して $0.05 \sim 0.35h$ の範囲に設定される。

また接合端部の傾斜角度 θ_r, θ_l は基準線 E に対して $2.5 \sim 25$ 度に設定される。

本実施例に係るタービンノズルにおいて、ダイヤフラム外輪 2 側の傾斜部に流入した作動流体は、傾斜したノズル翼 1 a の腹面 F に沿って流れ、ダイヤフラム外輪 2 の周壁面に押圧される。そのため周壁面における境界層の発達を抑止され、二次渦の発生が防止される。

一方、ダイヤフラム内輪 3 側の傾斜部に流入した作動流体は同様にダイヤフラム内輪 3 の周壁面に押圧されるため、周壁面における境界層の発達が抑止され該部における二次渦による損失が低減される。

またノズル翼 1 a の中間部においては、その後縁線 α_3 が腹面方向に滑らかな彎曲形状を呈するように形成されているため、作動流体主流の流線が大きく攪拌されることがなく、作動流体の動翼 5 間における混合損失も抑制される。

その結果、ノズル翼 1 a 全体における損失が低減され、タービン効率を大幅に向上させることができる。

さらに第 3 図を参照して、損失の低減効果を説明する。第 3 図は第 1 図に示すタービンノズルの出口部における全圧損失の分布を従来例と比較して示すグラフである。第 7 図に示す従来のタービンノズルの全圧損失と比較すると、本実施例によればノズル翼 1 a の中間部領域における圧力損失分布はほぼ近似している。一方、ノズル翼 1 a のルート側およびチップ側の両接合端部における圧力損失は従来例と比較して著しく低減されている。

また第 4 図を参照して本実施例のタービンノズルを流れる作動流体の流線変化を説明する。第 4 図は子午平面から観察したタービン段落の流線図である。破線で示す従来例のタービンノズルにおける流線はほぼ平行に形成され、半径方向への偏位は観察されない。

一方実線で示す本実施例のタービンノズルにおける流線 K はダイヤフラム外輪 2 およびダイヤフラム内輪 3 近傍においてやや半径方向に偏位している。この偏位はノズル翼 1 a の両接合端部を傾斜して構成したことによつて、作動流体がそれぞれ周壁面に押圧されるためである。この押圧力によつて周壁面における境界層の発達が抑止され、二次渦の生成が防止される。

また、ノズル翼 1 a の中間部を通過する作動流体の流線 K は、ノズル翼 1 a 中間部の後縁線が滑らかに彎曲形成されているため、大きな攪乱が発生せず、従来例とほぼ近似している。従つて、動翼 5 間に流路においても作動流体の混合による損失が少ない。

次に、ノズル翼 1 a の傾斜部分の高さ l_r, l_l および傾斜角度 θ_r, θ_l を変化させた場合に、タービン段落効率 η に及ぼす影響について説明する。第 5 図は、ノズル翼 1 a の傾斜部の傾斜角度 θ_r, θ_l と、タービン段落効率 η との関係を示すグラフであり、縦軸には、第 7 図に示す従来例のタービンノズルを使用した場合のタービン段落効率 η_0 に対する本実施例によるタービン段落効率 η_1 の比

$(\frac{\eta_1}{\eta_0})$ を表示する。第 5 図から傾斜角度 θ_r, θ_l が $2.5 \sim 25$ 度の範囲においてタービン段落効率比が 1.0 を越え、従来例より優れた効果を発揮することが判明する。このように、傾斜角度 θ_r, θ_l に従来技術よりも段落効率が優位になる最適範囲が存在するのは、傾斜角度 θ_r, θ_l が大きくなりすぎるとノズル出口周壁面における損失が低減する反面、その周壁面近傍の作動流体の流量が増加し、本来性能の良い翼中央部付近の流量が減少し、全体の段落効率としては、むしろ低下することがその一因といえる。

また第 6 図はノズル翼 1 a の傾斜部の高さ l_r, l_l とタービン段落効率 η_1 との関係を従来例と比較して示すグラフであり、横軸にはノズル翼 1 a の全高 h に対する傾斜部高さ l_r, l_l の比 $(l_r/h, l_l/h)$

l/h) で表わした無次元値を表示する一方、縦軸には従来例によるタービン段落効率 η_0 に対する本実施例によるタービン段落効率 η_1 との比 ($\frac{\eta_1}{\eta_0}$) を表示する。

第6図から、傾斜部の高さ l_r , l_i をノズル翼1aの全高 h に対して0.05~0.35 h の範囲に設定すると、従来例と比較してタービン段落効率 η_1 が改善されることが実証される。このように、傾斜部の高さ l_r , l_i に従来技術よりも段落効率が優位になる最適範囲が存在するのは、傾斜部の高さ l_r , l_i が大きくなりすぎると、翼中央部付近の彎曲部の曲率が小さくなるため、ノズル翼形状の急激な変化による諸損失が増加するといえる。

なお、第2図に示すようにノズル翼1aの傾斜部の高さ l_r , l_i および傾斜角度 θ_r , θ_i は必ずしも両接合端部において、同一値である必要はなく、

$$2.5^\circ \leq \theta_r, \theta \leq 25^\circ \text{ および } 0.05 \leq \frac{l_r}{h}, \frac{l_i}{h} \leq 0.35 \text{ の}$$

範囲にあれば作動流体の流量分布特性等を勘案して、相互に異なる値を設定してもよい。

また第2図においては、各ノズル翼1aの後縁線 α_1 , α_2 が基準線Eとダイヤフラム内外輪2, 3との交点を起点として接合されているが、内輪側と外輪側とで異なる基準線との交点を起点としてもよい。

以上説明の通り本実施例のタービンノズルによれば、両接合端部におけるノズル翼1aの後縁線 α_1 , α_2 を直線状に形成し、かつ上記後縁線 α_1 , α_2 が基準線に対してノズル翼1aの腹面F方向に傾斜しているため、環状流路4の周壁面近傍に流入した作動流体は、傾斜した腹面Fに沿って案内され周壁面方向に押圧される。そのため両周壁面における境界層の発達が効果的に抑止され、さらに二次流れによつて各ノズル翼1aの背面側に発生する二次渦9a, 9bの成長が抑止されるため、作動流体のタービンノズルにおける損失が低下する。

特に、ノズル翼1aの傾斜部の傾斜角度 θ_r , θ_i が2.5~25度の範囲に設定され、また傾斜部の高さ l_r , l_i が翼1aの全高 h に対して0.05~0.35 h の範囲に設定された場合にタービン段落効率の改善度が顕著となる。

また各ノズル翼1aの中間部における後縁線 α_3

を腹面方向に滑らかに彎曲形成しているため、作動流体の流線は大きな攪乱作用を受けない。そのため、作動流体が動翼5内に流入した場合においても、損失が少ない。すなわちタービン段落全体における損失が低減されるため、タービン効率を大幅に改善することができる。

〔発明の効果〕

以上説明の通り、本発明に係るタービンノズルによれば各ノズル翼の両接合端部がノズル翼の腹面方向に傾斜して構成されているため、周壁面近傍に流入した作動流体は、それぞれダイヤフラム内外輪側の周壁面方向に押圧される。そのため周壁面における境界層の発達が阻止され、二次流れおよび二次渦の発生が効果的に抑止される。

またノズル翼の中間部における後縁線が腹面方向に彎曲するように形成されているため、作動流体の流線は攪乱されることが少なく、動翼間流路における作動流体の損失も少ない。すなわちタービン段落全体における損失を大幅に低減することができるため、タービン効率を大幅に向上させることができる。

図面の簡単な説明

第1図は本発明に係るタービンノズルの一実施例を示す傾斜図、第2図は本発明に係るタービンノズルのノズル出口側より観察したノズル翼の形状を示す図、第3図は本実施例のタービンノズルの全圧損失分布を従来例と比較して示すグラフ、第4図は本実施例のタービンノズルにおける作動流体の流線を従来例と比較して示す断面図、第5図はノズル翼の傾斜角度とタービン段落効率比との関係を示すグラフ、第6図はノズル翼の傾斜部の高さとタービン段落効率比との関係を示すグラフ、第7図は従来のタービンノズルの構造を示す斜視図、第8図aは境界層制御棒を配設した従来のタービンノズルを示す断面図、第8図bは第8図aに示すタービンノズルにおける作動流体の速度分布を示す断面図、第9図はノズル翼接合部に連通孔を設けた従来のタービンノズルを示す平断面図、第10図はノズル翼間に邪魔板を設けた従来のタービンノズルを示す平断面図である。

1, 1a……ノズル翼、2……ダイヤフラム外輪、3……ダイヤフラム内輪、4……環状流路、5……動翼、6……ロータディスク、7……シュラウド、8……二次流れ、9, 9a, 9b……二

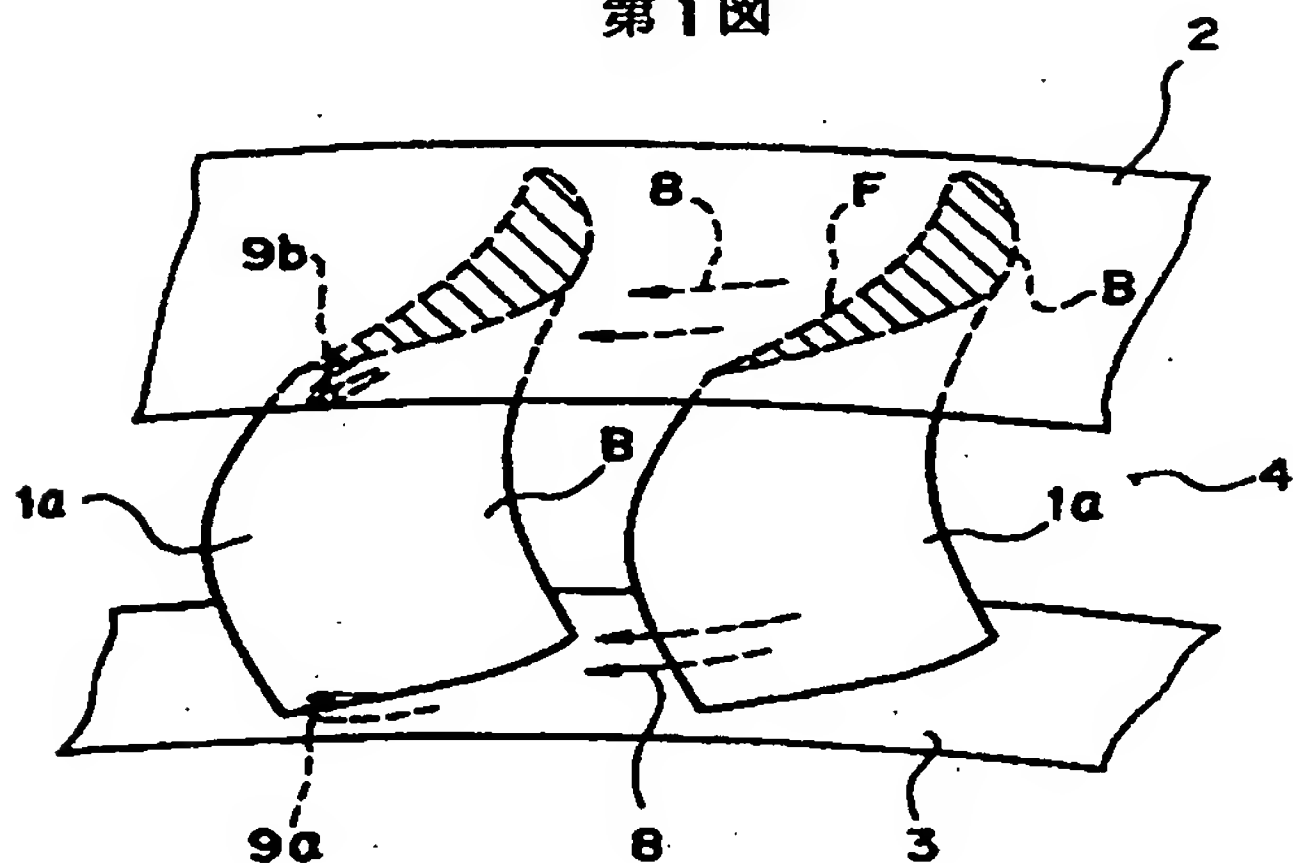
11

次渦、10……境界層制御棒、11……吸込孔、
12……吹出孔、13……連通孔、14……邪魔
板、B……背面、F……腹面、G……作動流体の
速度分布、E……タービンの回転中心を通る基準

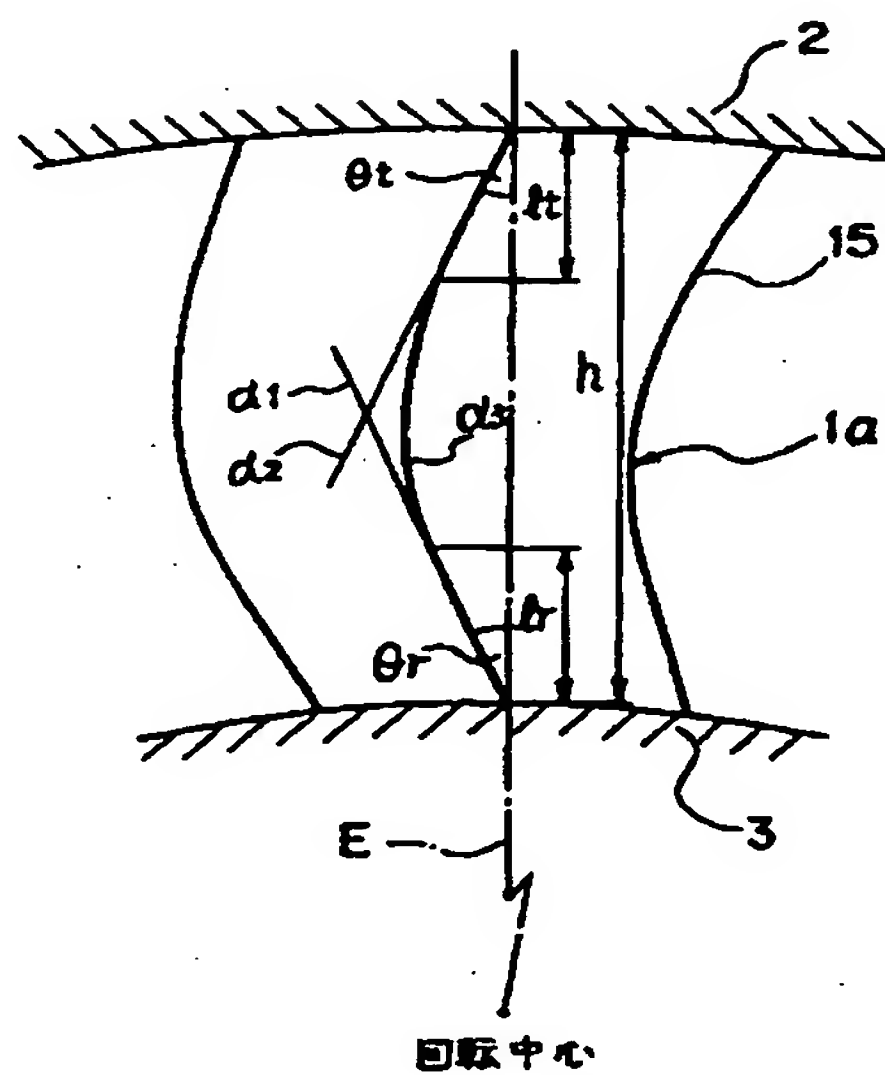
12

線、K……流線、 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ ……後縁線、h……
ノズル翼全高、 θ_r, θ_t ……傾斜角度、 l, l_1 ……傾
斜部高さ、 η, η_0, η_1 ……タービン段落効率。

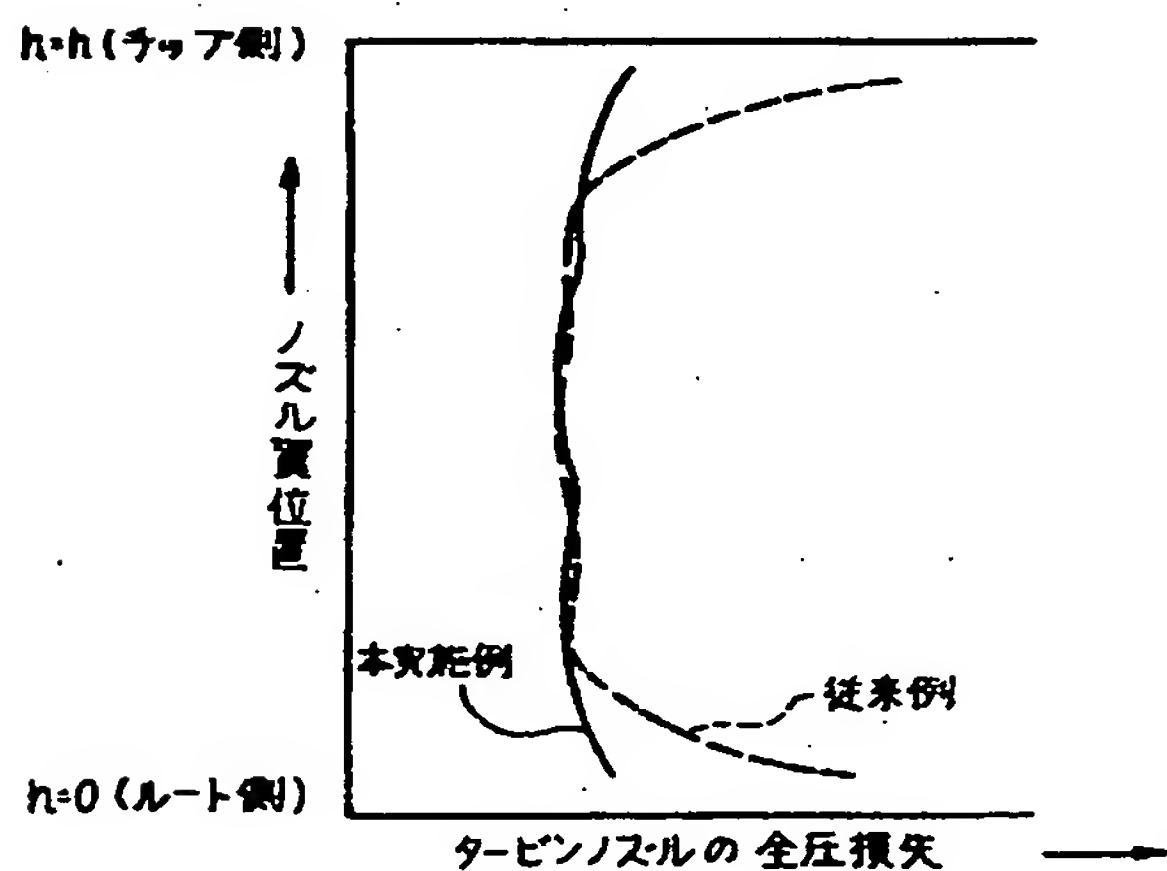
第1図



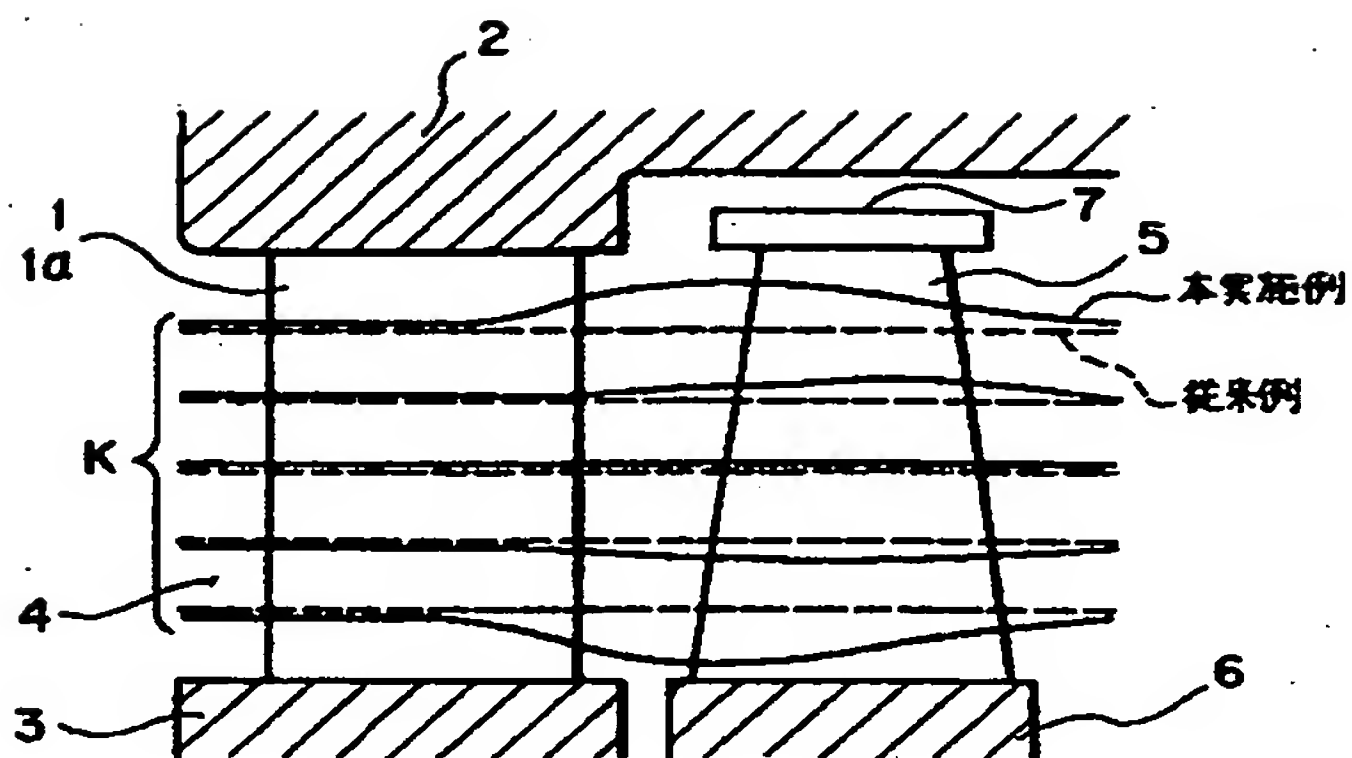
第2図



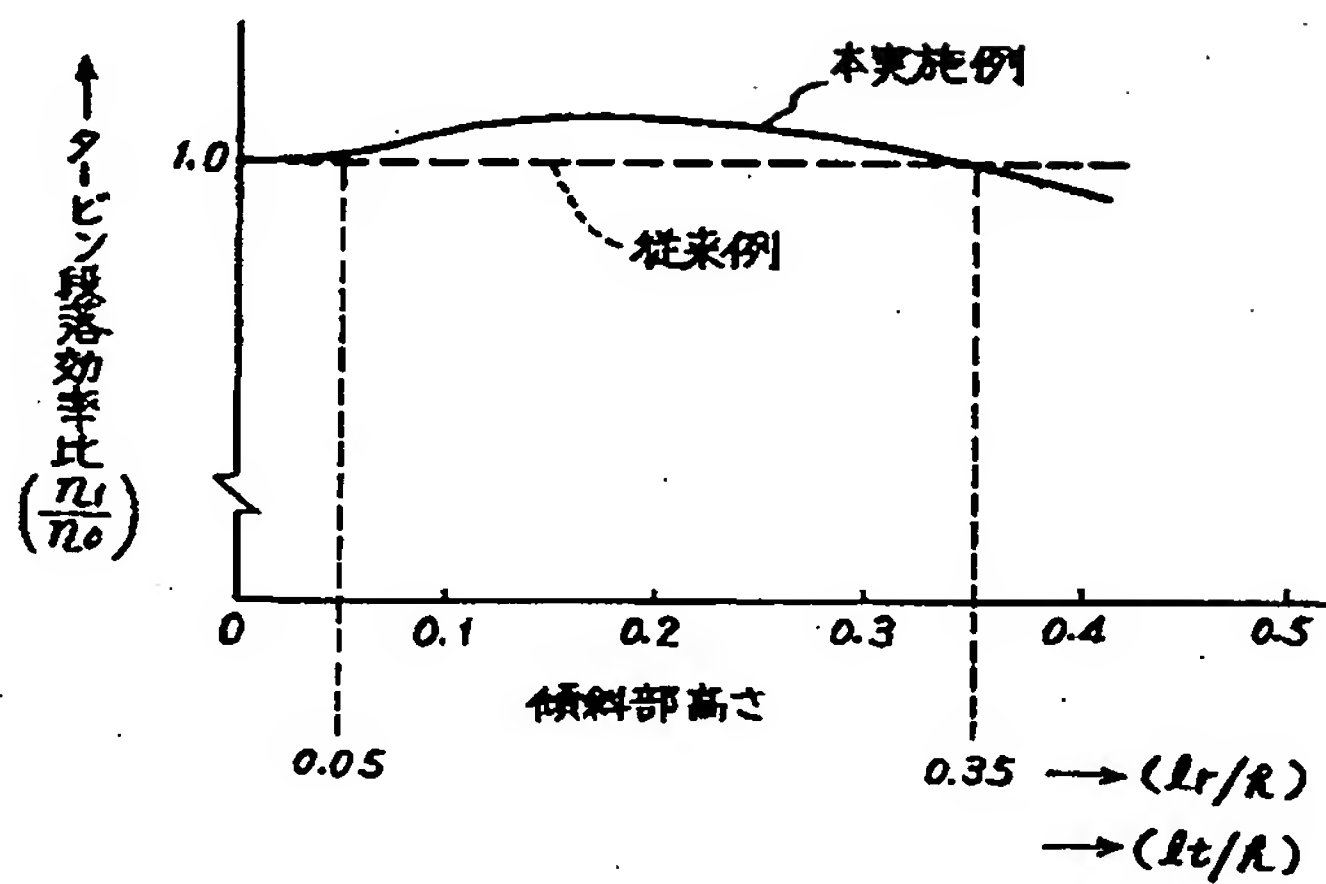
第3図



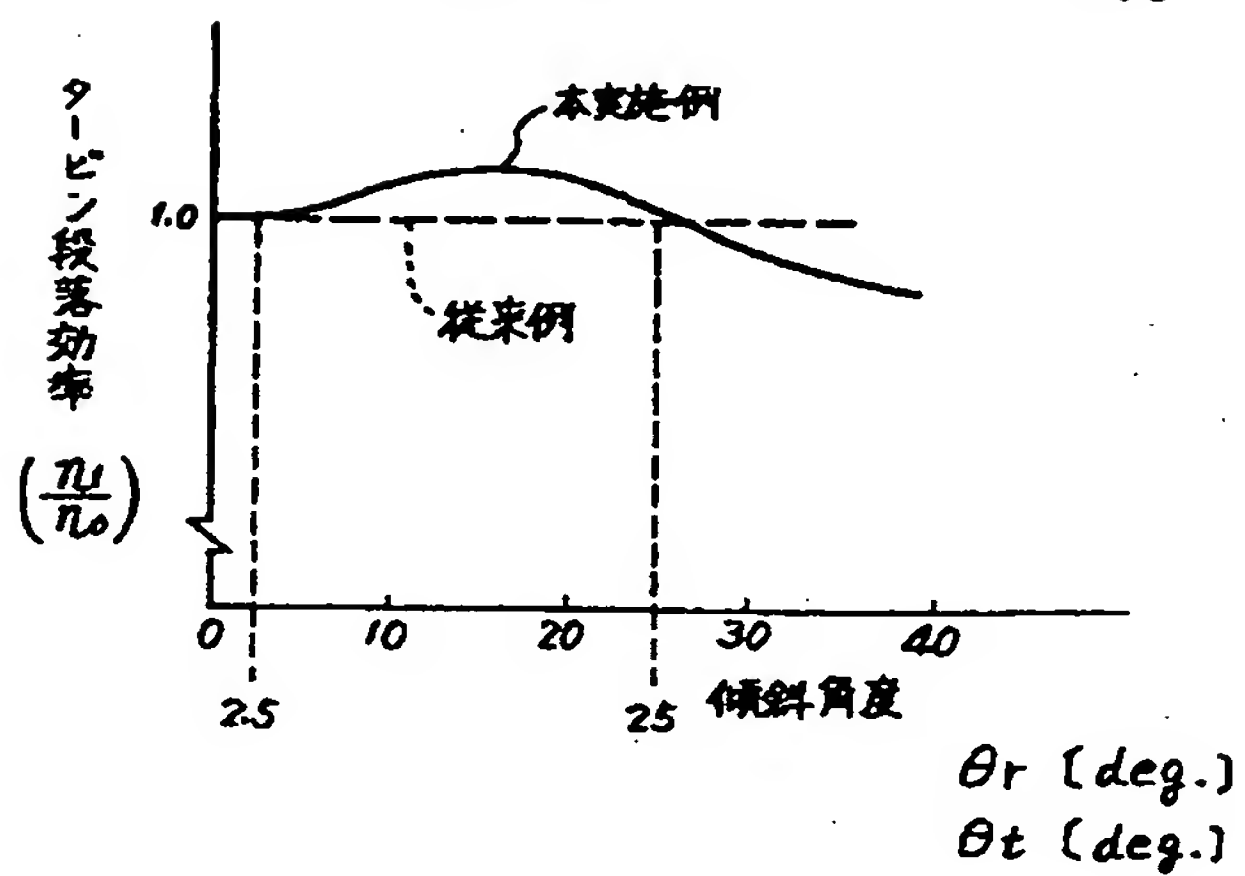
第4図



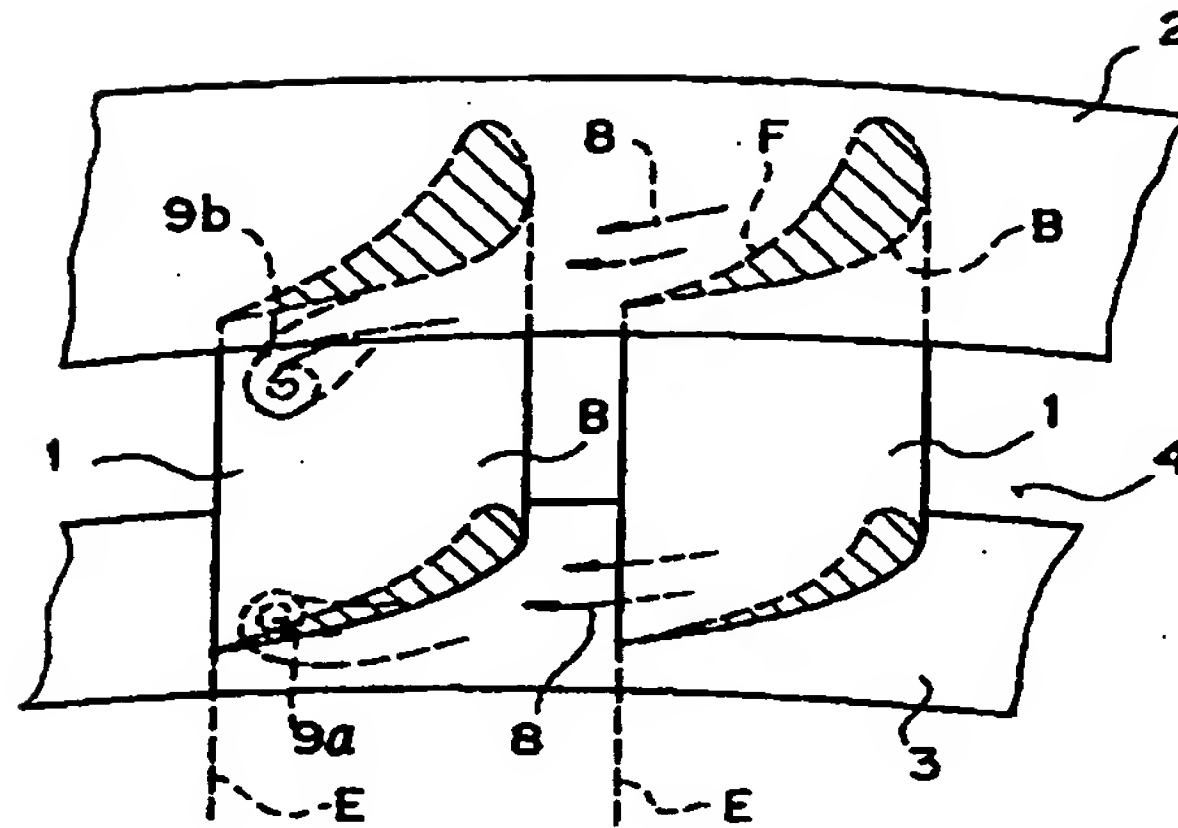
第6図



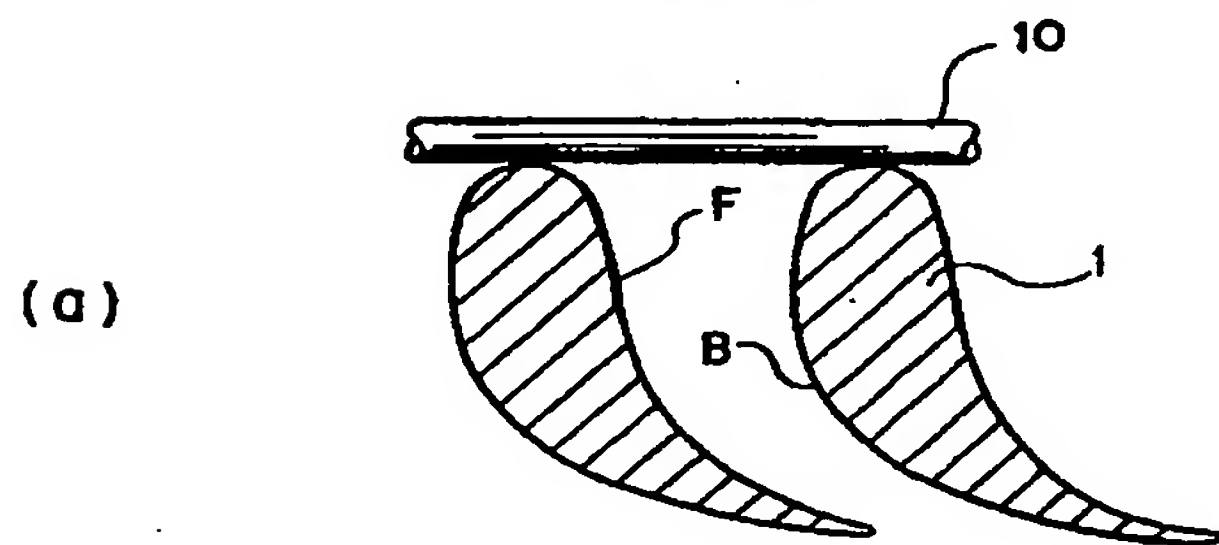
第5図



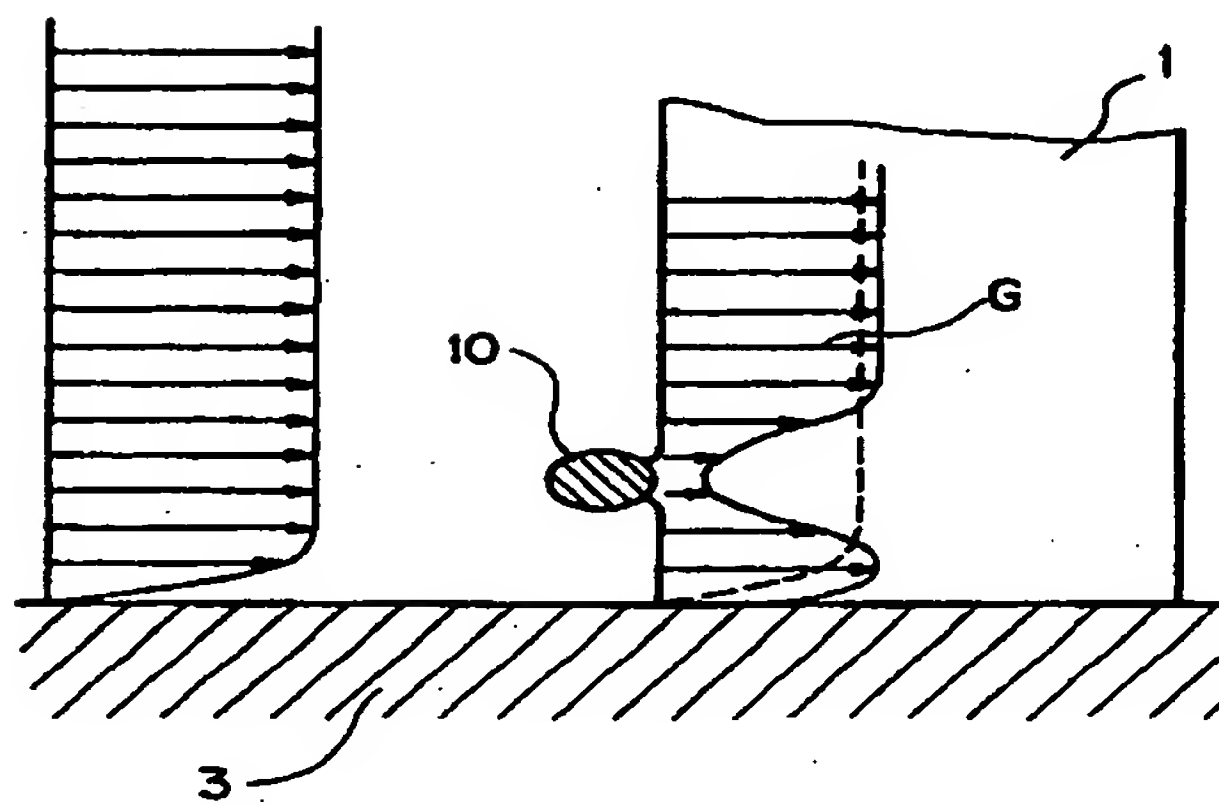
第7図



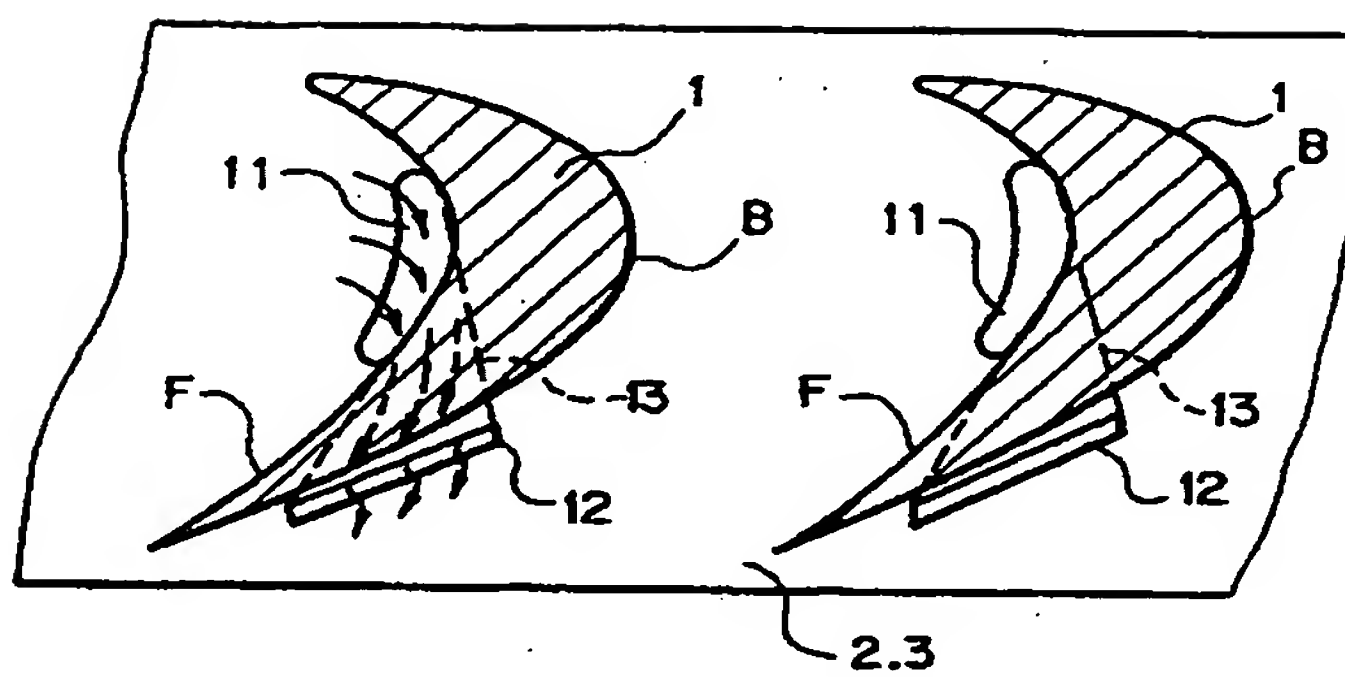
第8図



(b)



第 9 図



第 10 図

